浸炭歯車の強度に及ぼす表面処理効果の 破壊力学に基づく評価*

井 上 克 己^{*1}, 柳 晟 基^{*2}
鄧 鋼^{*1}, 加 藤 正 名^{*1}

Evaluation of Effect of Surface Treatments on Strength of Carburized Gears Based on Fracture Mechanics

Katsumi INOUE, Sung-ki LYU,
Gang DENG and Masana KATO

An evaluation of the strength of carburized gears has been proposed on the basis of fracture mechanics. In the evaluation, the bending load capacity is obtained using the criterion $a_0 \leq a_{th}$. This criterion is applied to the evaluation of the effect of surface treatments such as shot peening and surface polishing on the bending strength of carburized gears. The crack length a_{th} is calculated from the threshold stress intensity factor, and a_0 is evaluated from the fatigue test results. The residual stress induced by shot peening is effective in increasing the crack length a_{th} , and surface polishing reduces the length a_0 . The change in the lengths explains well the strength enhancement due to surface treatments.

Key Words: Carburized Gears, Surface Treatment, Fracture Mechanics, Crack Length, Residual Stress, Bending Strength

1. 緒 言

浸炭焼入れ処理によって生ずる表面硬化層と圧縮残留応力は、動力伝達用歯車の曲げ疲労強度の向上に極めて有効である。著者らは一連の疲労試験を行なってその効果を定量化し、表面と心部の硬さおよび歯元表面の残留応力値から曲げ疲労強度を推定する実験式を得た⁽¹⁾⁽²⁾。これを疲労強度に対する硬さと圧縮残留応力の影響を表わす式と見れば、それらを高める表面処理の有効性を示唆する式と考えることもできる。

ショットピーニングは硬さと圧縮残留応力を高める。表面研磨は浸炭異常層を除去し粗さを改善する上で効果があり、ショットピーニング後に用いれば、表面下の大きい圧縮残留応力を表面に出現させる効果もある。したがって、これらは曲げ強度向上に効果的であると予想される。そこで、浸炭歯車にショットピーニングと化学研磨や電解研磨を組合わせて施した場合について、曲げ強度に対する表面処理の影響を明らかにし、上記実験式の有効性を確認した⁽³⁾。現在用いられている歯車の曲げ強度計算法⁽⁴⁾⁽⁵⁾では、基準となる疲労強度に表面状態や寸法効果などの影響を補正して許容応力を定め、これと使用応力を比較して負荷能力を決定している。浸炭歯車の強度に対する表面処理の影響を求めた上記の実験はこの視点に立つものである。曲げ強度設計を行なう上で有用であるが、表面処理の効果を精密に検討できる解析とはいえない。

一般に、歯車の疲労強度は高強度材ほど加工・熱処理に起因する表面状態に敏感である。そして、そのために曲げ疲労強度のばらつきが大きい場合は、信頼性を考慮して許容応力を低めにとらざるを得ない。表面状態と強度の関係が精密に検討できるようになれば、たとえば、表面状態の品質管理や検査精度に応じて負荷能力を決定したり、逆に、保証すべき負荷能力に応じて表面状態の管理や検査方法を確立することが可能になり、設計の信頼性を高める効果は大きいと思われる。

このような研究の基礎として、浸炭歯車の表面状態とき裂の発生の関連を明らかにし、そのき裂の進展条件と負荷能力の関係を求めることは重要である。前者はき裂発生機構の解明問題であり、銅などのやわらかい材料に対しては繰返し負荷によるすべり帯からき裂が発生するというような種々のモデルが提案されているが、浸炭歯車については未だ解決されていない。一方、後者には破壊力学を適用することができ、き裂先端の力学的挙動に表面状態が影響しない点で取扱いが比較的容易である。著者らは後者の立場から歯元疲労き裂の進展に着目した新しい曲げ強度設計法を提案している⁽⁶⁾。本研究では、この考えに基づいて表面処理浸炭歯車の実験結果を解析し、浸炭歯車の曲げ強度に及ぼす表面処理の効果を破壊力学の立場からより詳細に考察する。

2. 破壊力学に基づく強度評価の概念

疲労寿命は疲労き裂の生成過程と進展過程に分けて考えられている⁽⁷⁾。浸炭歯車の疲労き裂生成機構には未解明な点が多く、き裂発生を明確に検出することも

* 原稿受付 1995年4月17日。

^{*1} 正員、東北大学工学部 (〒980 仙台市青葉区荒巻字青葉)。

^{*2} 正員、全北大学校工科大学 (〒560 756 韓国全州市得津区)。

必ずしも容易でない⁽⁸⁾。したがって、強度評価に疲労き裂の生成過程の影響を陽に考慮することは現時点では難しいので、き裂の進展過程のみに注目する。

繰返し負荷を受ける歯車の歯元にき裂が存在する場合、そのき裂長さ a と歯元応力および残留応力から破壊力学のパラメータ、たとえば応力拡大係数幅 ΔK を求めることができる。そして、それが疲労き裂進展に必要な最小値である下限界応力拡大係数幅 ΔK_{th} より小さければき裂は進展しない。すなわち、曲げに対して安全な条件は次式で与えられる。

$$\Delta K \leq \Delta K_{th} \quad (1)$$

応力状態が既知の場合、式(1)をき裂長さの関係に置換できる。

$$a \leq a_{th} \quad (2)$$

ここに、 a_{th} は ΔK_{th} から得られる下限界き裂長さであり⁽⁶⁾、注目している応力の下で進展に必要な最小のき裂長さを表わす。

負荷繰返し数の増加にともなう疲労き裂の進展を模式的に図1に示す。曲線1は、明確なき裂が存在するようになる $N = N_i$ までのき裂生成過程の後にき裂進展過程に移行し、 $N = N_f$ において $a = a_f$ となり折損する状態を表わす。疲労寿命がき裂の進展過程のみで形成されると考えれば、折損時のき裂長さ a_f を仮定して、寿命 N_f とき裂進展速度 da/dN から曲線1'のように逆方向にたどって、初期のき裂長さ a_{i1} を推定することができる。推定される初期き裂長さは負荷の影響を受け、疲労強度に相当する負荷の場合に極大となる。これを限界き裂長さ a_0 と定義した⁽⁶⁾。疲労き裂の生成過程を無視しているから、限界き裂長さ a_0 は実在するき裂長さではなく、き裂進展の計算をき裂生成過程まで拡張して得られるき裂長さである。ただし、その計算には疲労強度が必要であり、疲労強度は一般にき裂生成過程の影響を受ける。この意味で、 a_0 はき裂生成過程に依存する指標である。ところで、初期き裂 a_{i2} が存在してその進展過程が疲労寿命を形成する曲線2の場合には、上述の計算で得られる初期き裂長さは実在する初期き裂にはほぼ一致すると考えられる。同様の状態が疲労強度に相当する負荷で生じるなら、限界き裂長さ a_0 は実在する初期き裂長さに近似できる。

通常の設計においては疲労強度に注目するから、式(2)の a として上述の限界き裂長さ a_0 を考え、次式が得られる。

$$a_0 \leq a_{th} \quad (3)$$

要するに、疲労強度に相当する負荷状態で、き裂生成過程の影響を受ける仮想的な初期き裂を考え、これが

図1 疲労き裂の進展

下限界き裂長さ以下であれば安全というクライテリオンを考えたことになる。以上の説明から明らかなように、下限界き裂長さ a_{th} は歯車材の下限界応力拡大係数幅 ΔK_{th} とき裂近傍の応力状態から力学的計算によって得られるき裂長さである。一方、限界き裂長さ a_0 は疲労強度に関係するから、主として材質、加工・熱処理法、表面性状に依存する長さと考えられる。すなわち、 a_{th} と a_0 は通常の曲げ強度設計法における計算応力と許容応力の関係に対応し、式(3)を満足する負荷が安全な使用荷重を与える。以上が破壊力学に基づく強度評価法の概念である。この評価法を用いる場合は限界き裂長さ a_0 を知らねばならないが、 a_0 を決定するためには広範な実験・研究を要する。したがって、現在用いられている許容応力と使用応力を比較する設計法を直ちに提案した方法に変えることは難しい。しかし、提案した破壊力学に基づく評価法を用いると後述するように表面性状の影響を定量化することができ、その他にも多くの利点があることは前報で述べたとおりである⁽⁶⁾。また、将来的に、疲労き裂発生過程を含めた評価も可能であると考えられる。

3. 表面処理浸炭歯車の曲げ疲労強度

浸炭焼入れによる表面硬化層の形成と圧縮残留応力の発生は曲げ疲労強度向上に効果的であるが、表面に異常層を生ずるとその効果は低減する。前節で述べたように、このような表面性状は限界き裂長さに影響を与える。この影響を明らかにするため、浸炭歯車にショットピーニングと化学研磨や電解研磨による表面除去とを施した場合について疲労試験を行なった⁽³⁾。

試験歯車はモジュール5、歯数18、歯幅8mmのSCM415平歯車であり、歯の側面からの浸炭を防止するために厚さ約20 μ mの銅メッキを施してからホブ切りし、浸炭焼入れを行った。有効浸炭深さ d_{eff} は約0.85mmである。採用した表面処理法に付した記号と、それらを処理順

表1 試験歯車の記号と表面処理方法

Code of gears	Order of treatment	Note
C	C	C: Carburizing, $d_{\text{eff}}=0.85\text{mm}$
CSP1	C,SP1	SP: Shot peening
CSP2	C,SP2	Arc height
CSP3	C,SP3	SP1: 0.25 mm
CCP1	C,CP1	SP2: 0.52 mm
CCP2	C,CP2	SP3: 1.02 mm
CCP3	C,CP3	CP: Chemical polishing
CSP2CP1	C,SP2,CP1	EP: Electropolishing
CSP2CP2	C,SP2,CP2	Removed thickness
CSP2CP3	C,SP2,CP3	CP1: 10 μm
CEP2	C,EP2	CP2: 20 μm
CSP2EP2	C,SP2,EP2	CP3: 30 μm
CCP2SP2	C,CP2,SP2	EP2: 20 μm

に並べて表わした試験歯車の記号を表1に示す。ショットピーニング加工 SP1, SP2, SP3 には、硬さ約 740Hv、粒径 0.4mm, 0.8mm, 1.2mm のショットを用い、カバレッジは 300%である。試験歯車の表面硬さ H_s [Hv]、最大硬さ H_m [Hv]、心部硬さ H_c [Hv]、歯元表面の 10 点平均粗さ R_a [μm]、最大高さ粗さ R_{max} [μm]、残留応力 σ_R [MPa]、残留オーステナイト γ [%] を表2に示す。

ショットピーニング歯車の残留応力は深さ約 50 μm で最大となる。この表面層を研磨で除去すると、表2に示すように高い圧縮残留応力が表面に現れる。走査電子顕微鏡による観察の結果、本浸炭歯車の歯元には厚さ約 16 μm の表面異常層が認められ、ショットピーニング歯車でもこれよりわずかに小さい異常層が観察された。これらの異常層は約 20 μm の研磨によってほぼ完全に除去される。歯先から 0.8mm の位置に 20~40Hz の速度で一定振幅の荷重を加え、非破壊の打切繰返し数を $N = 3 \times 10^6$ として得られた曲げ疲労強度 σ_u [MPa] を表2に合せて示してある。

4. 応力拡大係数に対する残留応力の影響

前報⁽⁶⁾ではショットピーニングを施した浸炭歯車の残留応力を計算できなかったため、浸炭歯車と同じ残留応力を仮定して近似的な限界き裂長さを求めた。その後著者らは、ショットピーニングによる残留オーステナイトの減少とアルメン試験結果から推定される歯面のひずみを考慮し、表面と心部の比容積の違いに着目してショットピーニング浸炭歯車の残留応力を計算する方法を提案した⁽⁹⁾。浸炭およびショットピーニングによって生じる残留応力は歯車の応力拡大係数に大きい影響を与える。その例を図2に示す。ここで、疲労試験歯で最も多く観察された位置に直線状のき裂を仮定してい

表2 試験歯車の表面性状と曲げ疲労強度

Code of gears	H_s Hv	H_m Hv	H_c Hv	R_a μm	R_{max} μm	σ_R MPa	γ %	σ_u MPa
C	540	750	320	20.3	35.9	-308	21	761
CSP1	765	840	323	14.1	23.9	-485	1	1070
CSP2	797	868	321	13.6	23.1	-516	1	1176
CSP3	805	873	326	12.9	22.9	-426	2	1148
CCP1	695	760	318	13.8	20.7	-499	-	985
CCP2	698	756	320	11.1	18.8	-496	-	1009
CCP3	702	759	319	10.1	13.1	-527	-	1031
CSP2CP1	793	865	325	8.7	18.1	-610	-	1258
CSP2CP2	795	868	324	7.5	14.6	-694	-	1318
CSP2CP3	803	868	326	6.6	11.9	-714	-	1347
CEP2	705	760	322	12.6	21.4	-463	-	965
CSP2EP2	788	870	326	11.9	17.9	-644	-	1274
CCP2SP2	805	865	323	11.1	23.8	-561	-	1253

Symbol '-' means the value is not evaluated.

図2 応力拡大係数に対する熱処理・表面処理の影響

る。図で、 $\sigma_R = 0$ は残留応力の影響を考慮しない場合であり、他の二つは浸炭歯車 C およびショットピーニング浸炭歯車 CSP2 についてモード I の応力拡大係数⁽⁹⁾を計算した結果である。ただし、試験歯車の歯幅が小さく、側面の銅メッキによって歯すじ方向の材料状態はほぼ一様であり、疲労破面で観察されたき裂が直線的であったので、計算には二次元線形破壊力学を適用している。ショットピーニングによる圧縮残留応力の増加のため、その応力拡大係数は浸炭歯車よりかなり小さい。上の計算において、歯に対する法線荷重 P_n [N] は疲労試験と同様に歯先から 0.8mm の位置に与えており、その大きさはき裂のない場合の最大歯元実応力 S [MPa] を用いて表わしている。両者の関係は二次元有限要素解析結果⁽¹⁰⁾を基にして次式で表わされる。

$$S = 3.86 \frac{P_n}{bm} \quad (4)$$

ここに、 b [mm] は歯幅、 m [mm] はモジュールである。

図3 下限界き裂長さの計算法

5. 下限界き裂長さによる表面処理効果の評価

短いき裂範囲について、図2を拡大して図3に示す。ただし、繰返し負荷状態を考慮して縦軸は応力拡大係数幅 ΔK_I で表示してある。

ところで、著者らは鋼の下限界応力拡大係数 K_{th} を硬さの関数として表わした⁽¹⁾。歯先荷重の場合はき裂進展モードIIの影響は小さいので提案した式が使えると考え、浸炭歯車の硬さ分布より下限界応力拡大係数幅 ΔK_{th} の深さ分布を求め、図3に破線で示してある。ショットピーニングによって硬さが増す場合に提案した式を用いて ΔK_{th} を求め得るか否かは明きらかでないで、本論文ではショットピーニング浸炭歯車についても浸炭歯車と同じ ΔK_{th} を用いることにする。図3の交点1において歯車Cの ΔK_I が ΔK_{th} に等しく、そのき裂長さは式(1)、(2)より明らかなように下限界き裂長さ a_{thC} を与える。同様に、点2はCSP2歯車の下限界き裂長さ a_{thCSP2} を与える。すなわち、下限界き裂長さ a_{th} は歯元応力 S で表わされる負荷状態、残留応力 σ_R および下限界応力拡大係数 ΔK_{th} の関数であり、歯車の表面状態には依存しない。

$$a_{th} = f(S, \sigma_R, \Delta K_{th}) \quad (5)$$

材料と負荷、すなわち ΔK_{th} と S が同じであれば、下限界き裂長さの増加は残留応力の増加に起因する。

負荷を増すと歯車の応力拡大係数は増加するが、硬さの関数である下限界応力拡大係数は変らない。したがって、下限界き裂長さは短くなる。表1の歯車について、下限界き裂長さ a_{th} と負荷状態を表わす歯元応力 S との関係を図4に示す。浸炭歯車Cの表面を化学研磨したCCP系列の歯車では、残留応力が少し増すため a_{th} が大きくなるがその増加は小さい。ショットピーニング歯車では、アークハイトが小さいCSP1と過大なCSP3と比較して、適正なアークハイトであるCSP2の a_{th} は大

図4 表面処理浸炭歯車の下限界き裂長さ

きい。同一の負荷状態では、浸炭歯車に比較してショットピーニング歯車の下限界き裂長さが大きい。CSP2歯車の疲労強度 $\sigma_u = 1176 \text{ MPa}$ の場合、下限界き裂長さの増加は約 $50 \mu\text{m}$ である。

以上の考察から、下限界き裂長さ a_{th} の増加に対してショットピーニングによる残留応力の寄与が支配的であることが示された。式(2)あるいは式(3)によれば a_{th} より短いき裂は安全であるから、 a_{th} の増加は強度向上を意味する。したがって、強度向上に対するショットピーニングの効果は破壊力学の観点から a_{th} の増加として評価できる。

6. 限界き裂長さに及ぼす表面処理の影響

6-1 限界き裂長さの推定 前報⁽⁶⁾では、歯の折損時点から逆方向にき裂進展のシミュレーションを行なって限界き裂長さを求めた。式(3)において、 $a_0 = a_{th}$ のときの歯元応力が曲げ疲労強度に等しいことを用いると、図5に示すように、 a_{th} の図の横軸に曲げ疲労強度 σ_u をとり、 a_{th} との交点を求めることで、限界き裂長さ a_{0C} 、 a_{0CSP2} などが得られる。このようにして得られた限界き裂長さを図6に示す。研磨によるき裂長さの変化を明示するために、図では浸炭歯車の系列とショットピーニング歯車の系列の点を線で結んで示してある。この結果、限界き裂長さは二つの系列に分けて整理でき、いずれも疲労強度の増加に対してほぼ直線的に減少することが知られる。

上に述べた求め方から明らかなように、限界き裂長さ a_0 は曲げ疲労強度から決まる。したがって、寸法効果を除けば歯車の幾何学量には関係せず、材質、加工・熱処理条件および表面状態の関数と考えることができる。

$$a_0 = g(\text{材質, 加工・熱処理条件, 表面状態}) \quad (6)$$

本試験歯車の諸元、材質、熱処理法は一定であるから、

図5 限界き裂長さの計算法

図7 相対表面状態係数を用いて補正した限界き裂長さ

図6 表面処理浸炭歯車の限界き裂長さ

図8 限界き裂長さに対する粗さの影響

a_0 に対するそれらの影響は同じと考えられる。そこで、ショットピーニングの有無を除けば、 a_0 は表面状態のみに依存すると考えてよい。表面状態の指標として表面粗さ R_{max} と異常層厚さ δ [μm] を用いることにすれば、式(6)は次のように表される。

$$a_0 = g(R_{max}, \delta) \quad (7)$$

上の議論から、表面状態が同じ歯車では限界き裂長さ a_0 は一定になると推論されるが、試験歯車の表面状態が一樣でないため直接検証することはできない。表面処理浸炭歯車の疲労強度の整理にあたって、著者らは粗さと異常層厚さの和が指標として有効であることを示した⁽³⁾。この整理法を採用して、表面粗さ R_{max} と異常層厚さ δ の和から ISO 歯車強度計算式における相対表面状態係数 Y_{RrelT} ⁽¹²⁾ を求めて疲労強度の実験値を補正すれば、ISO 強度計算式の意味で表面状態をそろえた歯車の強度が得られる。このように補正した強度を基にして a_0 を再評価した結果を図7に示す。図より、浸炭歯車の限界き裂長さは約 $50\mu\text{m}$ を中央値として約 $10\mu\text{m}$ の範囲に分布しており、ショットピーニング歯車の場合は約 $72\mu\text{m}$ を中央値とする約 $15\mu\text{m}$ の分布域内にある。

この分布域をハッチングで図示してあるが、これらは無視できるほど小さくはなく、上記の推論を確認することはできない。しかし、上記の補正によって、図6と比較して限界き裂長さのばらつきは半減した。

6.2 表面状態の影響 図6、図7では限界き裂長さを疲労強度の関数として表示したが、式(7)の定義および曲げ強度設計に用いる目的からすれば表面状態との関係を知ることが重要である。そこで、歯元表面の粗さ R_{max} と異常層厚さ δ に対して限界き裂長さ a_0 をプロットすると図8、図9を得る。限界き裂長さは浸炭歯車とショットピーニング歯車の二系列に分けて整理でき、いずれの場合も粗さおよび異常層厚さの減少とともに減少する。粗さに対する減少率はショットピーニング歯車の方が大きく、高強度になると表面状態に敏感になることに対応している。歯元の粗さ R_{max} と異常層厚さ δ の和に対しても同様の図が得られるが、表面状態の影響を明確に読取ることはできない。

7. 限界き裂長さによる表面処理効果の評価

限界き裂長さ a_0 [μm] に対する表面状態の影響を明らかにするために、上述の結果を基にして直線回帰を行

図9 限界き裂長さに対する表面異常層の影響

なう。その結果、次式を得た。

$$a_0 = 0.55R_{\max} + 0.74\delta + a_{0SP} + 38 \quad (8)$$

ただし、第3項はショットピーニングによる a_0 の増加を表わし、浸炭歯車の場合は0である。回帰分析の結果、CSP2歯車の場合は $a_{0SP} = 26\mu\text{m}$ であった。この値は図7で議論した浸炭歯車とショットピーニング歯車の限界き裂長さの中央値の差 $22\mu\text{m}$ に近い。この回帰式の妥当性を図10に示す。図より、限界き裂長さをよい精度で推定できることがわかる。

図6において、浸炭歯車とショットピーニング歯車の両系列とも a_0 の減少は強度向上を意味する。また、 a_0 を初期き裂長さで見れば、これが小さいほど強度上安全である。したがって、限界き裂長さ a_0 を減少させる表面処理は強度向上に効果的であると結論できる。表面研磨は粗さの改善と異常層厚さの除去に効果があり、上の回帰式より限界き裂長さを減少させる。すなわち、強度向上に及ぼす表面研磨の効果は限界き裂長さの減少で評価できる。

回帰式によれば、ショットピーニングは限界き裂長さ a_0 を増加させる。したがって、限界き裂長さによる評価では、ショットピーニングは負の効果を有する。しかし、ショットピーニングによる圧縮残留応力が下限き裂長さ a_{th} をそれ以上に増加させるので、式(3)から明らかのように、上記の悪影響が曲げ強度を減少させることはない。以上の考察から、本論文で提案した破壊力学に基づく評価法によって、表面処理の効果をより明確に評価できるようになった。

8. 結 言

破壊力学に基づいて著者らが提案した歯車の曲げ強度評価法において、負荷能力は、材料の表面状態に関係する限界き裂長さがき裂近傍の応力状態に依存する

図10 限界き裂長さ回帰式の妥当性の検証

下限き裂長さ以下であるクライテリオンより得られる。本研究では、これらき裂長さの計算法を示し、提案した評価法を用いて、SCM415浸炭歯車の強度向上に対するショットピーニングと表面研磨を組合わせた表面処理の効果を評価した。得られた主な結果は以下のとおりである。

1. 表面状態の指標として最大粗さと異常層厚さを考え、限界き裂長さに対するこれらの影響を明らかにする回帰式を得た。
2. 強度向上に対するショットピーニングの効果は、圧縮残留応力の増加に起因する下限き裂長さの増加で評価できる。本試験歯車の場合の増加は約 $50\mu\text{m}$ である。
3. 表面研磨の効果は、表面粗さの改善と浸炭異常層の除去による限界き裂長さの減少で評価できる。その定量化に得られた回帰式は有用である。

文 献

- (1) 戸部・加藤・井上・高津・森田, 機論, 51-465, C(1985), 1018.
- (2) 井上・前原・山中・加藤, 機論, 54-502, C(1988), 1331.
- (3) 柳・井上・加藤・大西・下田, 機論, 60-572, C(1994), 1391.
- (4) ISO/ DP 6336/III(1980), 2/5.
- (5) AGMA218.01(1982), 7.
- (6) 加藤・鄧・井上・高津, 機論, 57-541, C(1991), 2996.
- (7) Klesnil, M. and Lukas, P., (荒木・堀部, 共訳), 金属疲労の力学と組織, (1984), 46, 養賢堂
- (8) 増山・井上・加藤, 機論, 60-575, C(1994), 2456.
- (9) 井上・柳・鄧・加藤, 機論, 60-578, C(1994), 3504.
- (10) Tobe, T., Kato, M. and Inoue, K., Proceedings of the Fifth World Congress on Theory of Machines and Mechanisms, 2(1979), 1105.
- (11) 鄧・井上・高津・加藤, 機論, 57-535, C(1991), 903.
- (12) ISO/ DP 6336/III(1980), 10/3.